

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra části a mechanismů strojů

Konstrukční řešení uložení pastorků soukolí velkého rozměru

Design of Pinions' Support for Big Size Gearings

Student: Pavel Hluchník

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.

Ostrava 2010

Zadání bakalářské práce

Student: **Pavel Hluchník**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: Konstrukční řešení uložení pastorků soukolí velkého rozměru

Design of Pinions' Support for Big Size Gearings

Zásady pro vypracování:

Navrhněte uložení 2 pastorků dvoumotorového pohonu bubnu. Počet přímých zubů pastorků je 20, ozubeného věnce 184, modul 20 [mm]. Pastorky zaujímají polohu +30 a -30 stupňů od svislé roviny symetrie bubnu. Požadovaná životnost uložení je 15 000 [hod], přenášený jmenovitý výkon 320 [kW], otáčky 175,5 [ot/min] a součinitel dynamiky 1,8. Navrhněte materiál pastorků a ozubeného věnce. Nakreslete sestavu uložení pastorku a jeho dílenský výkres. Rozsah práce je cca 30 stran.

Seznam doporučené odborné literatury:


Kaláb K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaáře. Části spojovací*. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2007
Kaláb K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008
Moravec V., Havlík J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2005
Hlavní katalog ložisek SKF, 2009

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.**

Datum zadání: 18.12.2009

Datum odevzdání: 21.05.2010


prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry




prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě, dne 20.5.2010

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména §35-užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60-školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská-Technická univerzita Ostrava (dále už jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo-bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 20.5.2010

.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce: Pavel Hluchník

Adresa trvalého pobytu studenta:

Strahovice 3, 747 30, okres Opava

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

HLUCHNÍK, P. Konstrukční řešení uložení pastorků soukolí velkého rozměru : bakalářská práce. Ostrava : VŠB-Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2010, 58 s. Vedoucí práce: Kaláb, K.

Bakalářská práce se zabývá návrhem a konstrukčním řešením uložení pastorků soukolí velkého rozměru. Dva pastorky s přímými zuby, které pohánějí dělený ozubený věnec, jsou uloženy na hřídelích, které jsou uloženy v soudečkových ložiscích. Tyto soudečková ložiska jsou dále uložena ve velkorozměrových ložiskových tělesech, která jsou připevněna pomocí šroubů ke kotevnímu rámu. Je zpracován výkres sestavy uložení pastorku a dílenský výkres pastorku.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

HLUCHNÍK, P. Design of Pinions' Support for Big Size Gearings : Bachelor Thesis. Ostrava : VŠB-Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machina Parts and Mechanisms, 2010, 58 p. Thesis head: Kaláb K.

The bachelor thesis deals with a design and a construction solution of a pinion's support for big size gearings. Two pinions with straight teeth which drive a divided gear rim are placed on shafts located in spherical-roller bearings. These spherical-roller bearings are put in large-size bearing housings which are fastened by bolts to an anchor frame. The blueprint of a pinion's support and the as-built drawing of a pinion are included.

Obsah

	strana
Seznam použitých značek a symbolů	8
Úvod	12
1 Cíle práce	13
2 Aplikace velkých bubnů v praxi	14
2.1 Kulové mlýny	14
2.1 Třtinové mlýny	15
3 Rozbor úlohy	17
3.1 Působící síly na uložení levého pastorku	18
3.2 Působící síly na uložení pravého pastorku	19
4 Konstrukční řešení uložení pastorku	21
5 Návrh a kontrola ozubení velkorozměrového soukolí	23
5.1 Návrh ozubení	23
5.2 Pevnostní kontrola velkorozměrového soukolí dle ČSN 01 4686, část 4 ...	24
5.3 Výpočet geometrie a záběrových parametrů	26
6 Návrh a kontrola hřídele pastorku	28
6.1 Návrh hřídele	28
6.2 Výpočet zatížení hřídele	29
6.3 Statická kontrola hřídele	30
6.3.1 Statická bezpečnost hřídele	30
6.3.2 Kontrola ohybové deformace hřídele	33
6.4 Dynamická kontrola hřídele	34
6.5 Kontrola per	36
7 Návrh a výpočet ložisek	38
7.1 Návrh ložiskového tělesa	38
7.2 Návrh ložiska	38
7.3 Výpočet trvanlivosti ložiska	39
8 Řešení a výpočet spojení ložiskových těles s kotevním rámem	40
8.1 Návrh šroubu	40
8.2 Výpočet tuhostí	41
8.3 Kontrola šroubů	42
8.4 Kontrola střížných kolíků	45
9 Závěr	47

10 Seznam použité literatury	48
11 Seznam příloh	49

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ

Značení	Význam	Jednotka
A	konstanta vrubové citlivosti	[-]
B	šířka ložiska	[mm]
C	dynamická únosnost ložiska	[kN]
C ₀	statická únosnost ložiska	[kN]
D	průměr hřídele	[mm]
D'	plný průměr průřezu	[mm]
D _d	průměr díry	[mm]
D _l	velký průměr ložiska	[mm]
D _{red}	redukovaný průměr	[mm]
E, E _s , E _{př}	modul pružnosti v tahu	[MPa]
F _M	síla od ohybového momentu	[N]
F _s	síla ve šroubu	[N]
ΔF _s	přírůstek síly ve šroubu	[N]
F _T	třecí síla	[N]
F _z	záběrová síla	[N]
F _{zx} , F _{zy}	složky záběrové síly	[N]
F ₀	síla v ose šroubu	[N]
F ₂	síla působící na pero	[N]
J _{HV}	tvrdost v jádře zubu	[MPa]
K _A	součinitel vnějších dynamických sil	[-]
K _{AS}	součinitel vnějších dynamických sil pro výpočet s ohledem na trvalou deformaci	[-]
L _{10h}	životnost ložiska	[hod]
M _k	krouticí moment	[Nm]
M _O	ohybový moment	[Nm]
M _o	ohybový moment	[Nm]
M _{tm}	moment tření pod hlavou šroubu	[Nm]
M _{tz}	moment tření na závitu	[Nm]
M _u	utahovací moment	[Nm]
P	rozteč závitu	[mm]
P ₁	výkon motoru	[kW]

P_e	ekvivalentní dynamické zatížení	[N]
R_A, R_B, R_v	reakce	[N]
R_e, R_{e1}, R_{e2}	mez kluzu materiálu	[MPa]
R_m, R_{m1}	mez pevnosti materiálu	[MPa]
S	plocha průřezu	[mm ²]
S_{F1}, S_{F2}	součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu	[-]
S_{H1}, S_{H2}	součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boku zubu	[-]
$S_{př}$	deformovaný průřez přírub	[mm ²]
V_{HV1}, V_{HV2}	tvrdost podle Vickerse	[MPa]
W_k	modul průřezu v krutu	[mm ³]
W_o	modul průřezu v ohybu	[mm ³]
X	vzdálenost reakce od průřezu	[mm]
Z_{R1}, Z_{R2}	součinitel výchozí drsnosti boků zubů	[-]
b	společná šířka ozubení	[mm]
b'	šířka pera	[mm]
$c_s, c_{př}$	tuhost	[N·mm ⁻¹]
d	velký průměr závitů šroubu	[mm]
d_l	malý průměr ložiska	[mm]
d_w	průměr valivé kružnice	[mm]
d_l	malý průměr ložiska	[mm]
d_2	střední průměr závitů šroubu	[mm]
d_3	malý průměr závitů šroubu	[mm]
f	součinitel smykového tření	[-]
f_m	součinitel tření pod hlavou šroubu	[-]
f_z	součinitel tření v závitech šroubu	[-]
h	výška matice	[mm]
k	výška hlavy šroubu	[mm]
k_d	součinitel dynamické bezpečnosti	[-]
k_s	součinitel statické bezpečnosti	[-]

k_v	výsledný součinitel dynamické bezpečnosti	[-]
l	délka pera	[mm]
l'	přímá délka pera	[mm]
l_b	délka závitové části šroubu	[mm]
l_p	délka podložek	[mm]
l_ξ	délka šroubu	[mm]
l_{zm}	délka závitové části v přírubě	[mm]
l_1, l_2	délka přírub	[mm]
m_n	normální modul	[-]
n_1	vstupní otáčky	[ot/min]
p_D	dovolené otláčení	[MPa]
p_1, p_2	otlačení	[MPa]
r	poloměr vrubu	[mm]
s_K	velikost matice šroubu	[mm]
t, t_1	hloubka drážky	[mm]
u	převodový poměr	[-]
x_1, x_2	jednotková korekce	[-]
z_1	počet zubu pastorku	[-]
z_2	počet zubů ozubeného věnce	[-]
α	úhel profilu	[°]
α_σ	součinitel vrubu	[-]
α_τ	součinitel vrubu	[-]
$\bar{\delta}_p$	dovolený průhyb pastorku	[mm]
β	úhel sklonu zubů roztečný	[°]
β'	vrubový součinitel	[°]
ε_v	součinitel velikosti	[-]
η_p	součinitel jakosti povrchu	[-]
λ	úhel	[°]
ν	poissonovo číslo	[-]
ρ	úhel stoupání závitu	[°]
σ_{ao}	amplituda napětí	[MPa]
σ_{co}	mez únavy hladkého vzorku	[MPa]

σ_{co}^*	mez únavy skutečné součásti	[MPa]
σ_{Flimb}^O	mez únavy v ohybu odpovídající báзовému počtu zatěžovacích cyklů	[MPa]
$\sigma_{Fmax1}, \sigma_{Fmax2}$	přípustné napětí v ohybu v nebezpečném průřezu paty	[MPa]
$\sigma_{FPmax1}, \sigma_{FPmax2}$	přípustné napětí v ohybu při největším zatížení	[MPa]
σ_{Hlim}^O	mez únavy v dotyku odpovídající báзовému počtu zatěžovacích cyklů	[MPa]
$\sigma_{Hmax1}, \sigma_{Hmax2}$	přípustné napětí v dotyku na boku zubu	[MPa]
$\sigma_{HPmax1}, \sigma_{HPmax2}$	přípustné napětí v dotyku při největším zatížení	[MPa]
σ_o	napětí v ohybu	[MPa]
σ_{red}	redukováné napětí	[MPa]
σ_t	napětí v tahu	[MPa]
τ	napětí v krutu	[MPa]
τ_D	dovolené napětí v krutu	[MPa]
τ_{DS}	dovolené napětí ve stříhu	[MPa]
τ_s	napětí ve smyku	[MPa]
ϑ_p	dovolené natočení pastorku	[°]
ϑ_l	dovolené natočení ložiska	[°]

ÚVOD

Velkorozměrové soukolí se v praxi používá k pohonu velkých bubnů. Toto soukolí tvoří pastorek o průměru až 600 [mm] a litý dělený věnec, upevněný na čele bubnu. Ozubení je přímé, standardní, s poměrně velkým převodovým poměrem. Tyto bubny se používají při výrobě cementů, paliv, cukru, potravin a jiných produktů.

1 CÍLE PRÁCE

V rámci splnění zadání bakalářské práce jsem si stanovil následující cíle:

1. aplikace velkých bubnů v praxi
2. rozbor úlohy
3. konstrukční návrh uložení pastorku
4. návrh a kontrola velkorozměrového soukolí
5. návrh a kontrola hřídele pastorku
6. návrh a výpočet ložisek uložení hřídele pastorku
7. řešení a výpočet spojení ložiskových těles s kotevním rámem

2 APLIKACE VELKÝCH BUBNŮ V PRAXI

Uplatnění velkých bubnů je zde stručně ukázáno na 2 typických příkladech-kulového a třtinového mlýna. Na obrázcích jdou vidět používaná velkorozměrová soukolí a zejména uložení jejich pastorků.

2.1 Kulové mlýny

Kulový mlýn je mlýn, který rozmělní mletý materiál pomocí koulí z tvrdého materiálu, nejčastěji ušlechtilé oceli. Kulový mlýn se skládá z bubnu, v němž je umístěn drcený materiál spolu s koulemi. Buben se otáčí a přesypající se koule postupně drtí materiál, v němž jsou vloženy. Kulové mlýny umožňují velice jemné semletí i relativně tvrdých materiálů. Na obr. 2.1 je zobrazen pohon kulového mlýnu. Na obr. 2.2 jde vidět uložení hnacího pastorku, který je uložen letmo .



Obr. 2.1 [13]



Obr. 2.2 [13]

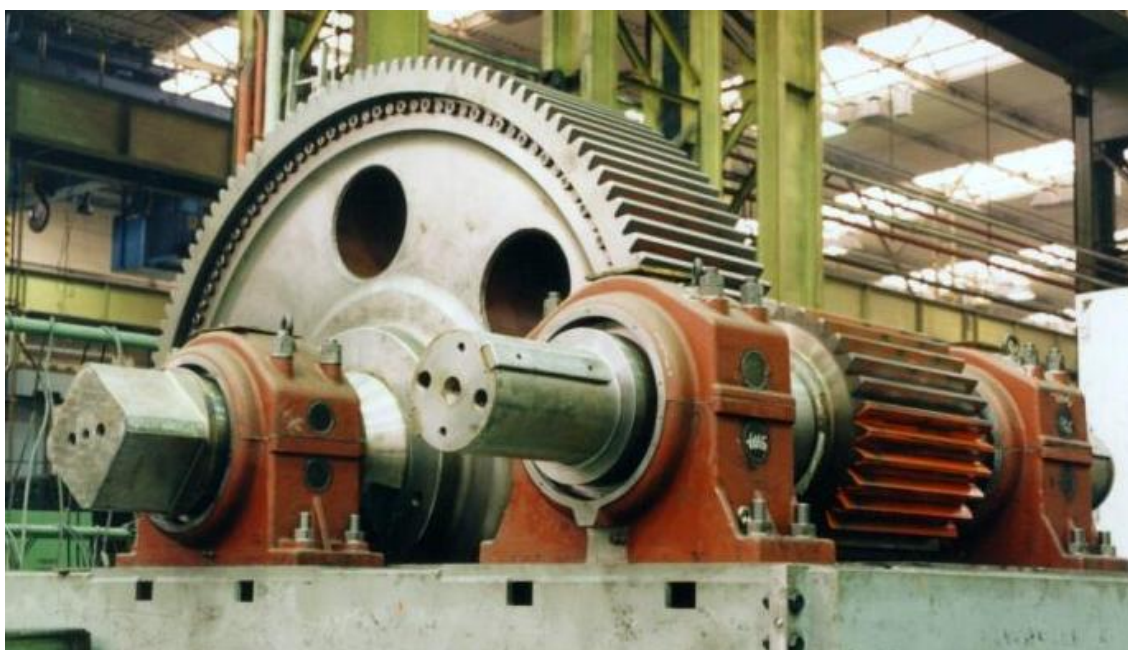
2.2 Třtinové mlýny

Třtinové mlýny jsou mlýny, které se používají v cukrovarech na vyluhování cukru difúzí ze cukrové třtiny. Několik takových mlýnů může během jednoho dne zpracovat až 20 000 tun cukrové třtiny.

Příklad využití v provozu je na obr. 2.3. Na obr. 2.4 je znázorněno uložení hnacího pastorku třtinového mlýnu, který je uložen mezi dvěma ložiskovými tělesy.



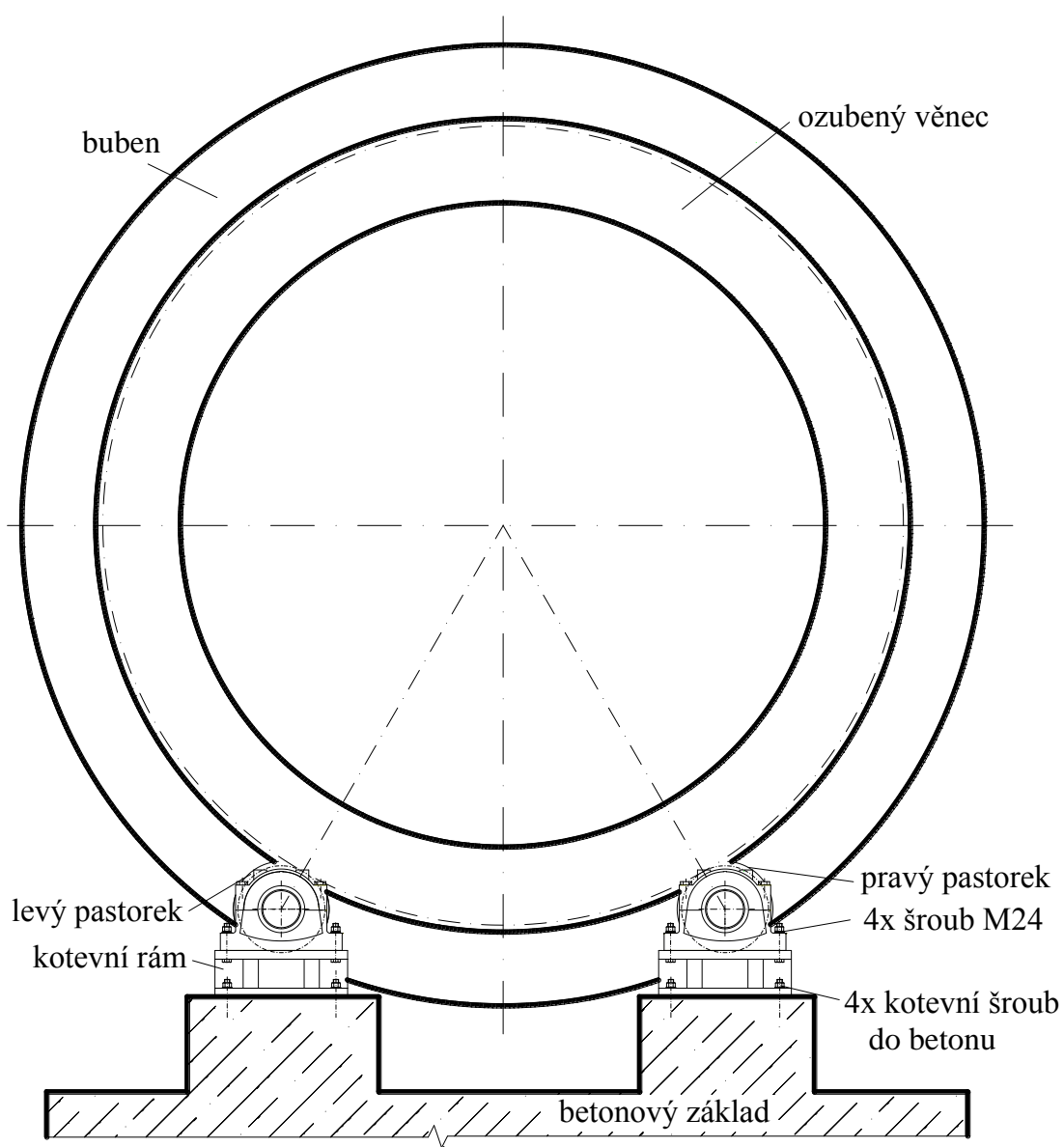
Obr. 2.3 [14]



Obr. 2.4 [14]

3 ROZBOR ÚLOHY

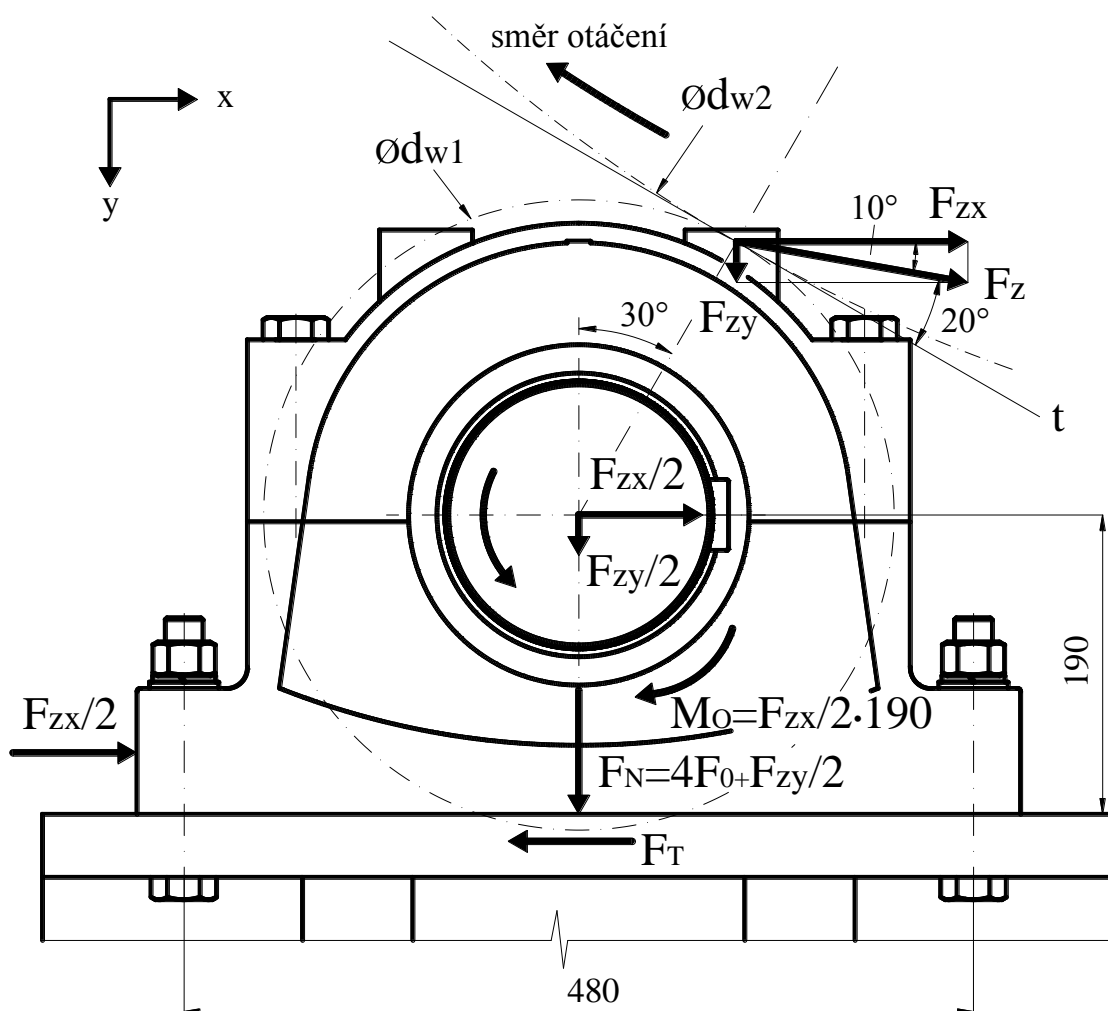
Na obr. 3.1 je znázorněno velkorozměrové soukolí pohonu bubnu s ozubeným věncem. Ozubený věnec je poháněn dvěma pastorky, které jsou uloženy na hřídelích a ty dále v ložiskových tělesech. Spojení ložiskových těles a kotevních ráků je provedeno pomocí šroubů. Kotevní rám je přichycen k betonovému základu pomocí šroubů do betonu.



Obr. 3.1

3.1 Působící síly na uložení levého pastorku

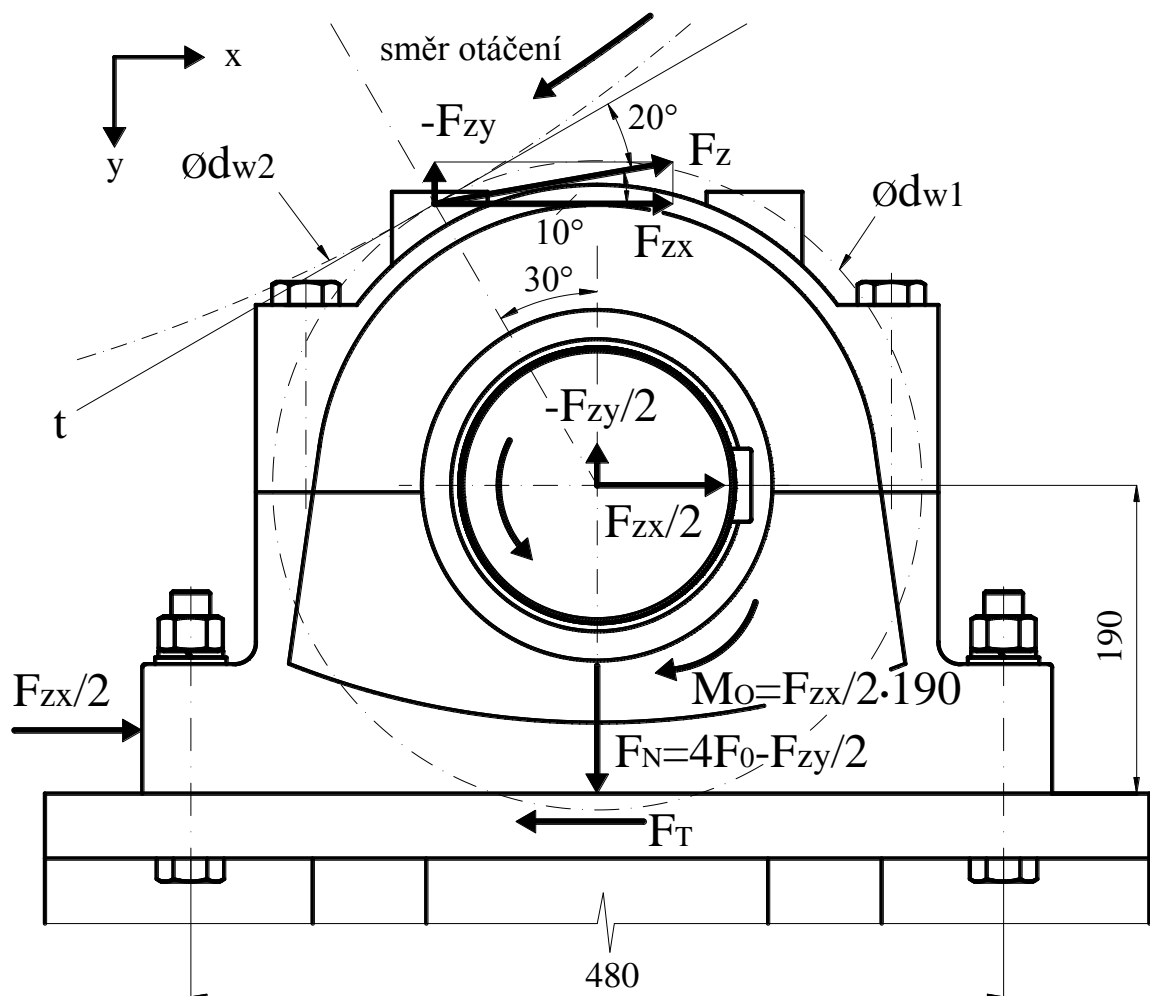
Při záběru levého pastorku a ozubeného věnce (obr. 3.2) dochází vlivem působení reakce záběrové síly F_z [N] k namáhání uložení a upevnění pastorku. Složka záběrové síly F_{zy} [N] působí ve vhodném směru. Snaží se ložiskové těleso přitlačovat ke kotevnímu rámu a betonovému základu. Vodorovnou složku F_{zx} [N] zachycuje tření F_T [N], kterou vyvolá normální síla F_N [N] velké hodnoty. Šrouby jsou namáhány na tah a krut od utažení matice a účinkem ohybového momentu silové dvojice $F_{zx}/2$ [N].



Obr. 3.2

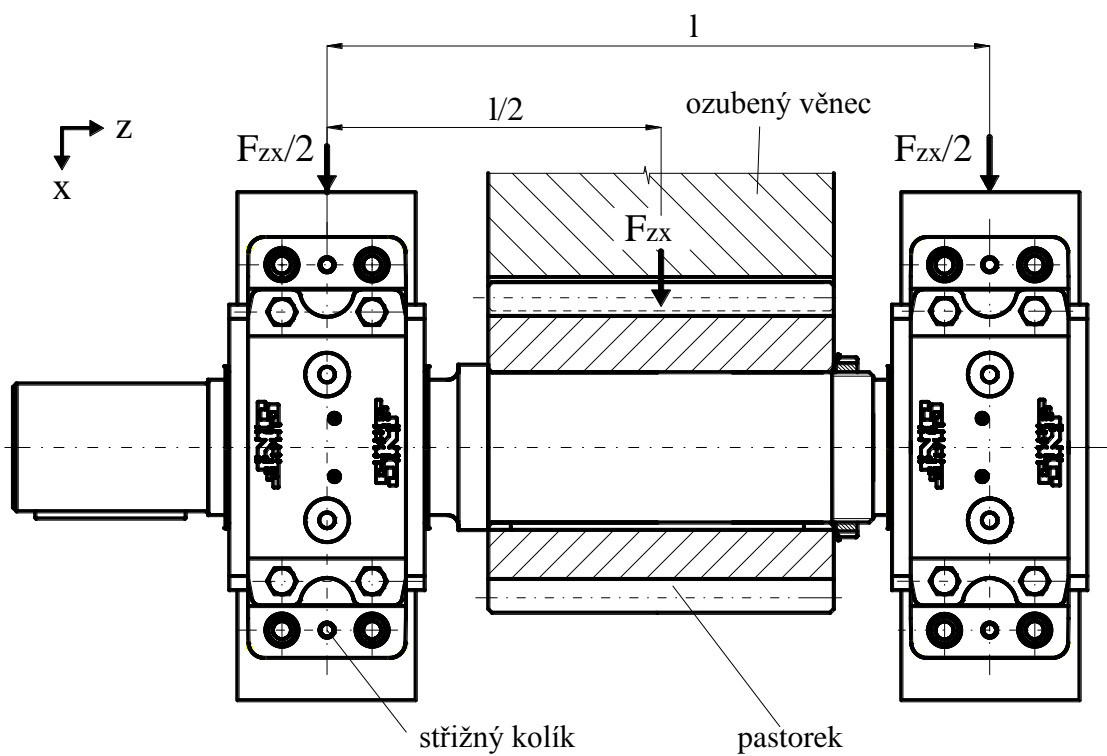
3.2 Působící síly na uložení pravého pastorku

Na rozdíl od levého pastorku dochází při záběru pravého pastorku s ozubeným věncem (obr. 3.3) k působení složky reakce záběrové síly F_{zy} [N] v nevýhodném směru vzhůru a negativně působí na uložení hřídele pravého pastorku. Složka záběrové síly F_{zy} [N] se snaží ložiskové těleso nadzvednout, a zmenšuje tření mezi ložiskovým tělesem a kotevním rámem a kotevním rámem a betonovým základem. Je zde reálná možnost posunutí ložiskového tělesa silou F_{zx} [N] a změny polohy pastorku vůči ozubenému věnci. Tomu je třeba zabránit pomocí střížných kolíků, které zachytí sílu F_{zx} [N] a do šroubu se promítá jen tahová složka F_{zy} [N] a účinek ohybového momentu silové dvojice $F_{zx}/2$ [N].



Obr. 3.3

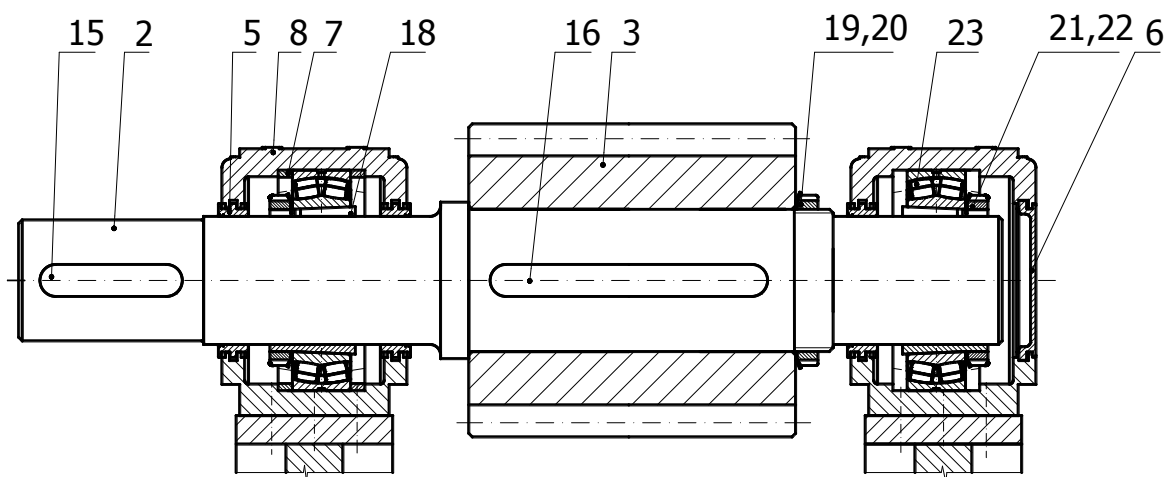
Na obr. 3.4 jsou vidět střižné kolíky a působení složky záběrové síly F_{zx} [N], která působí uprostřed uložení a namáhá tudíž obě ložisková tělesa souměrně.



Obr. 3.4

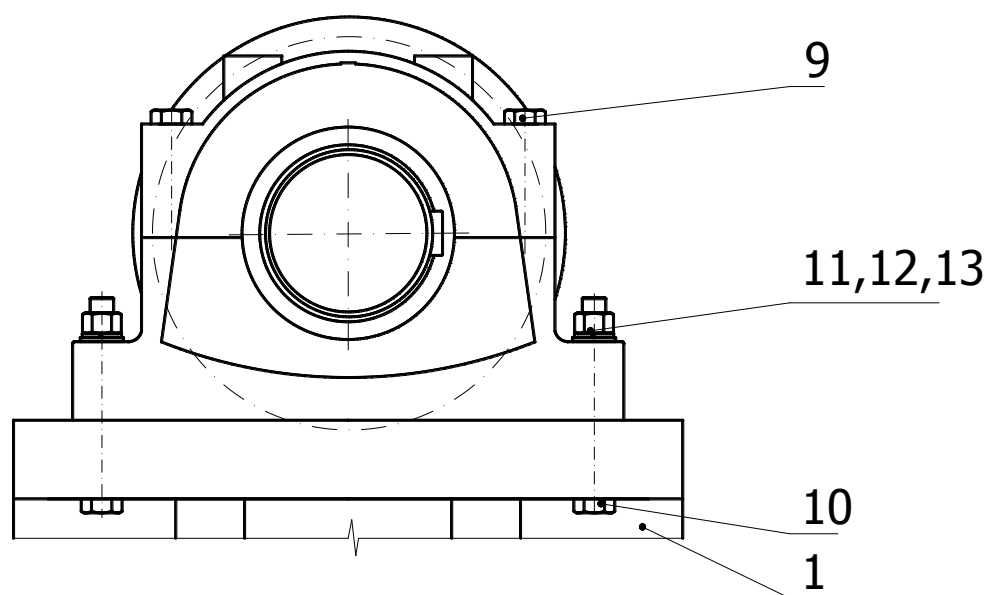
4 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ ULOŽENÍ PASTORKU

Na obr. 4.1 je znázorněn konstrukční řešení uložení hnacího pastorku. Pastorek (poz. 3) je uložen na hřídeli (poz. 2) a jeho polohu zajišťuje KM matice s KB podložkou (pozice 19,20). Hřídel je uložena ve dvou soudečkových ložiscích 23040CCK/W33 (poz. 23). Polohu soudečkových ložisek zajišťují upínací pouzdra (poz. 18) s KML maticí a MBL podložkou (poz. 21,22). Vnější kroužek levého ložiska je zajištěn dvojicí axiálních vodících kroužků (poz. 7). Vnější kroužek pravého ložiska je volný. Obě soudečková ložiska jsou vložena ve dvou ložiskových tělesech SNL 3040 (poz. 8). Levé ložiskové těleso je průchozí, a ložiskový prostor je utěsněn dvěma labyrintovými těsněními (poz. 5). Pravé ložiskové těleso je utěsněno pouze z jedné strany, a z druhé strany je připevněno koncové víko (poz. 6). Krouticí moment přenášejí dvě těsná pera (poz. 15,16).

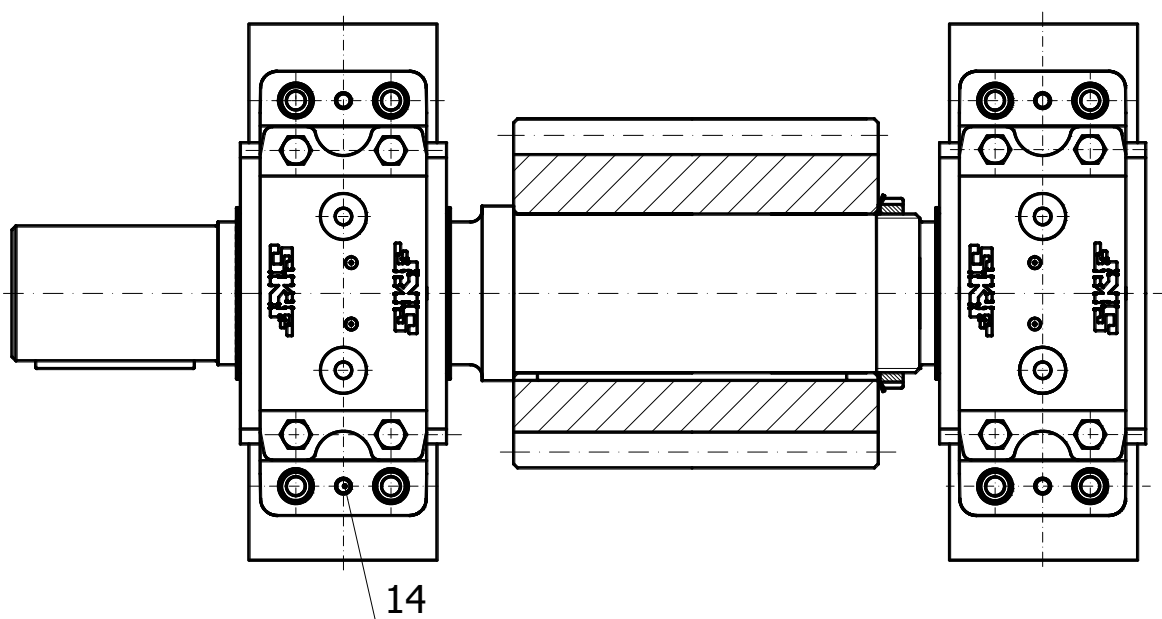


Obr. 4.1

Na obr. 4.2 a obr. 4.3 je znázorněno uchycení ložiskového tělesa SNL 3040 (poz. 8) ke kotevnímu rámu (poz. 1). Ložisková tělesa jsou dělená a obě části jsou k sobě přišroubovány pomocí šroubů (poz. 9). Polohu ložiskového tělesa zajišťují šrouby (poz. 101) s maticemi a podložkami (poz. 11,12,13), a střížnými kolíky (poz. 14).



Obr. 4.2



Obr. 4.3

5 NÁVRH A KONTROLA OZUBENÍ VELKOROZMĚROVÉHO SOUKOLÍ

5.1 Návrh ozubení

Návrhový výpočet slouží pro předběžné stanovení rozměrů soukolí (normálního modulu m_n a společné šířky ozubení b). Stanovuje také předběžné hodnoty vstupních veličin pevnostní kontroly [6]. V mém případě půjde o návrh společné šířky ozubení b [mm], protože normální modul m_n [-] mám již určen ze zadání.

Tab.1 Hodnoty ze zadání práce

Název	Značka	Hodnota	Jednotky
počet zubů pastorku	z_1	20	[-]
počet zubů oz. věnce	z_2	184	[-]
normální modul	m_n	20	[-]
úhel sklonu zubů	β	0	[°]
dynamický součinitel	K_A	1,8	[-]

Návrh geometrie a korekcí na vyrovnaní měrných skluzů provedu programem [10]. Výstupní obrazovka programu je zobrazena na obr. 5.1 .

Obr. 5.1

Po spuštění programu [10] zkontroluji, jestli mám zvolený typ ozubení – *Vnější* a základní profil *Standard*. Postupně zadám velikosti normálního modulu m_n [-], počty zubů z_1, z_2 [-], úhel sklonu zubů β [°] a zvolenou společnou šířku ozubení b [mm]. Šířku b jsem zvolil tak, aby vyhovovala normě [9], kdy pro pastorek povrchově tvrzený a kolo povrchově netvrzené a převodový poměr $u=9,2$ [-] musí společná šířka b [mm] vyhovovat 2 podmínkám :

$$b_{\max} = 1,4 \cdot z_1 \cdot m_n = 1,4 \cdot 20 \cdot 20 = 560 \text{ [mm]} \quad (5.1)$$

$$b = (21 \div 40) \cdot m_n = (21 \div 40) \cdot 20 = (420 \div 800) \text{ [mm]} \quad (5.2)$$

Z těchto dvou podmínek jsem si zvolil společnou šířku ozubení $b=450$ [mm].

Tlačítkem *Vyr. skluzy* vypočítám korekce pastorku x_1 [-] a ozubeného věnce x_2 [-].

$$x_1 = -x_2 = 0,4057 \text{ [-]}$$

5.2 Pevnostní kontrola velkorozměrového soukolí dle ČSN 01 4686, část 4

Zjednodušenou pevnostní kontrolu ozubení podle ČSN 01 4686 – část 4. jsem provedl pomocí programu [11]. Po spuštění programu jsem nejdříve zvolil záložku *Zjednodušený výpočet* a typ ozubení *Vnější*. Dále jsem postupně vyplnil všechna okna programu [11].

Geometrie

Do okna *Geometrie* jsem zapsal hodnoty počty zubů $z_1=20$ [-], $z_2=184$ [-], velikost normálního modulu $m_n=20$ [-] velikost úhlu bočních zubů $\beta=0$ [°], navrženou společnou šířku ozubení $b=450$ [mm] a velikost jednotkové korekce $x_1=-x_2=0,4057$.

Materiály

V okně *Materiály* jsem zvolil materiál pastorku a ozubeného věnce. Materiál pastorku jsem zvolil konstrukční ocel slitinovou 14 220. Materiál ozubeného věnce jsem zvolil litou ocel slitinovou 42 2767. Parametry zvolených materiálu jsem uvedl v tab.2.

Tab.2

Materiál	$\sigma_{\text{Flimb}}^{\text{O}}$	$\sigma_{\text{Hlim}}^{\text{O}}$	V_{HV}	J_{HV}	R_m	R_e	E	ν
	[MPa]	[MPa]	[MPa]	[MPa]	[MPa]	[MPa]	[MPa]	[---]
14 220	700	1270	670	250	785	588	210000	0,3
42 2767	552	840	360	360	1150	875	200000	0,3

Zatížení

V okně *Zatížení* jsem zvolil veličinu zatížení – krouťící moment T . Poté jsem vložil vypočtenou hodnotu krouťícího momentu $M_{k1}=17412$ [Nm] a hodnotu součinitele dynamických sil $K_A=1,8$ a hodnotu součinitele $K_{AS}=2$.

Výpočet krouťícího momentu

$$M_{k1} = \frac{P_1}{2 \cdot \pi \cdot n_1} = \frac{30 \cdot P_1}{\pi \cdot n_1} = \frac{30 \cdot 320}{\pi \cdot 175,5} = 17412 \text{ [Nm]} \quad (5.3)$$

kde: $P \dots$ je přenášený jmenovitý výkon, $P_1=320$ [kW]

$n_1 \dots$ jsou přenášené jmenovité otáčky, $n_1=175,5$ [ot/min]

Rozměry

Do okna *Rozměry* jsem zadal zvolenou společnou šířku ozubení $b_1=b_2=450$ [mm].

$K_{H\beta}$

V okně $K_{H\beta}$ jsem stanovil tento součinitel zvolením schématu typu uspořádání převodu. Stanovil jsem schéma převodu č.3.

Součinitel

V okně *Součinitel* jsem zadal výchozí součinitele drsnosti boků zubů $Z_{R1}=1$ [-] pro pastorek, a $Z_{R2}=0,85$ [-] pro ozubený věnec.

Nakonec jsem tlačítkem *Výpočet* získal výsledky pevnostního výpočtu (obr. 5.2).

OHYB		DOTYK	
σ_{F1} = 76.5	σ_{F2} = 83.6	σ_{H1} = 547.1	σ_{H2} = 547.1
σ_{FP1} = 700.0	σ_{FP2} = 552.0	σ_{HP1} = 1270.0	σ_{HP2} = 714.0
S_{F1} = 9.150	S_{F2} = 6.599	S_{H1} = 2.321	S_{H2} = 1.305
σ_{Fmax1} = 153.0	σ_{Fmax2} = 167.3	σ_{Hmax1} = 773.7	σ_{Hmax2} = 773.7
σ_{FPmax1} = 1400.0	σ_{FPmax2} = 1104.0	σ_{HPmax1} = 2600.0	σ_{HPmax2} = 2450.0
K_F = 3.137	K_{Fv} = 1.000	σ_{H01} = 308.9	σ_{H02} = 308.9
$K_{F\alpha}$ = 1.200	$K_{F\beta}$ = 1.452	K_H = 3.137	K_{Hv} = 1.000
Y_ϵ = 0.698	Y_β = 1.000	$K_{H\alpha}$ = 1.200	$K_{H\beta}$ = 1.452
Y_{FS1} = 3.612	Y_{FS2} = 3.949	K_A = 1.800	K_{AS} = 2.000
Y_{Fa1} = 2.261	Y_{Fa2} = 2.214	Z_ϵ = 0.893	Z_H = 2.495
Y_{Sa1} = 1.598	Y_{Sa2} = 1.784	Z_{R1} = 1.000	Z_{R2} = 0.850
		Z_E = 189.294	Z_β = 1.000

Obr. 5.2

Všechny podmínky pevnostní kontroly($S_{H1,2} > 1,2$; $S_{F1,2} > 1,4$; $\sigma_{Hmax1,2} < \sigma_{HPmax1,2}$; $\sigma_{Fmax1,2} < \sigma_{FPmax1,2}$) byly splněny, tudíž navržené velkorozměrové ozubené soukolí vyhovuje pevnostní kontrole dle ČSN 01 4686, část 4.

5.3 Výpočet geometrie a záběrových parametrů

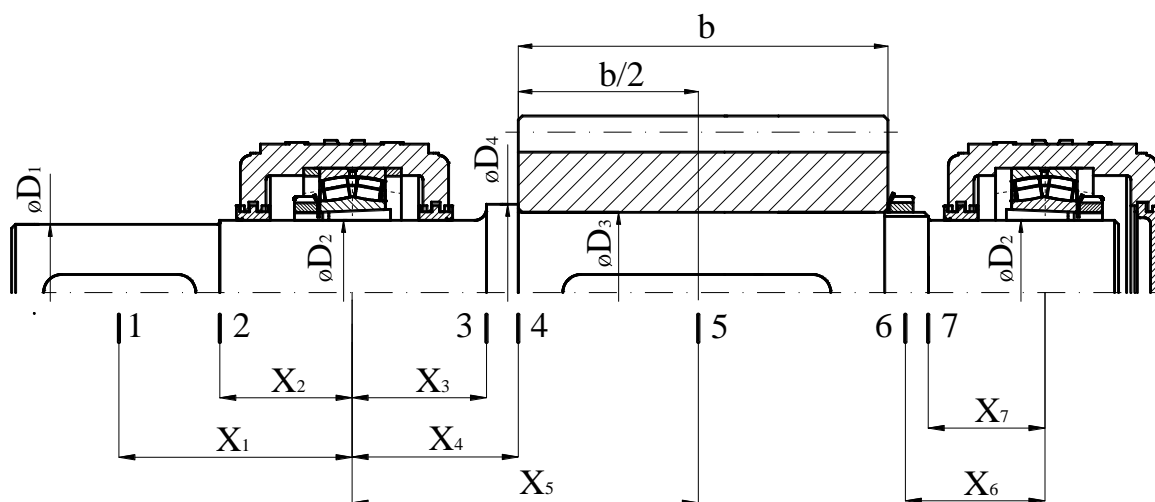
Po pevnostní kontrole ozubení provedu pomocí programu [10] kontrolu geometrie a výpočet geometrických a záběrových parametrů soukolí. Pomocí tlačítka *Komplexní kontrola* v okně programu [10] na obr. 5.1 jsem provedl kontrolu geometrie. Vypočtené geometrické a záběrové parametry jsou uvedeny v tab.3.

Tab.3

		<i>Rozměr</i>	<i>PASTOREK</i>		<i>KOLO</i>
Typ ozubení			Vnější		Vnější
Normální boční vůle	j_n	[mm]		0.0000	
Počet zubů	z	[-]	20		184
Počet zubů náhradního kola	z_n	[-]	20.000		184.000
Normální modul	m_n	[mm]		20.000	
Čelní modul	m_t	[mm]		20.000	
Úhel sklonu zubu roztečný	β	[°]		0	
Úhel sklonu zubu základní	β_b	[°]		0	
Úhel profilu čelní	α_t	[°]		20.00000	
Úhel záběru čelní	α_{tw}	[°]		20.00000	
Osová vzdálenost pracovní	a_w	[mm]		2040.00000	
Osová vzdálenost roztečná	a	[mm]		2040.00000	
Jednotková korekce	x	[-]	0.40568		-0.40568
Hodnota posunutí profilu	$x \cdot m_n$	[mm]	8.11363		-8.11363
Součet jednotkových korekcí	x_x	[-]		0	
Jednotkové přisunutí kol	Δy	[-]		0	
Průměr patní kružnice	d_f	[mm]	366.22726		3613.77274
základní kružnice	d_b	[mm]	375.87705		3458.06884
kr.začátku evolventy	d_L	[mm]	381.85536		3627.06523
valivé kružnice	d_w	[mm]	400.00000		3680.00000
roztečné kružnice	d	[mm]	400.00000		3680.00000
hlavové kružnice	d_a	[mm]	456.20000		3703.70000
Tloušťka zubu na patní kružnici	s_f	[mm]	---		46.99915
základní kružnici	s_b	[mm]	40.67358		75.51165
začátku evolventy	s_L	[mm]	40.60346		43.04411
valivé kružnici	s_w	[mm]	37.32217		25.50969
roztečné kružnici	s	[mm]	37.32217		25.50969
hlavové kružnici	s_a	[mm]	10.44884		16.78590
Šířka mezery na valivé kružnici	e_w	[mm]	25.50969		37.32217
Výška paty	h_f	[mm]	16.88637		33.11363
hlavy	h_a	[mm]	28.10000		11.85000
zubu	h	[mm]	44.98637		44.96363
Společná šířka kol	b	[mm]		450.000	
Délka evolventy	ev	[mm]	41.43970		40.61454
Měrný skluz na patě		[-]	-1.08600		-1.09199
Měrný skluz na hlavě		[-]	0.52199		0.52061
Poměr b/d	Ψ_d	[-]	1.125		0.122
Poměr b/ m_n	Ψ_m	[-]		22.500	
Součinitel trvání záběru profilu	ε_α	[-]		1.60404	
Součinitel trvání záběru krokem	ε_β	[-]		0	
Součinitel trvání záběru celkový	ε_γ	[-]		1.60404	
Délka dotyku 1 páru zubů	L_{pmax}	[mm]		450.00000	
Celková délka dotyku minim.	L_{xmin}	[mm]		450.00000	
Celková délka dotyku maxim.	L_{xmax}	[mm]		900.00000	
Čelní rozteč	p_t	[mm]		62.83185	
Čelní rozteč základní	p_{tb}	[mm]		59.04263	
Kontrolní rozměr přes zuby	W	[mm]	158.75884		1256.36422
Počet měřených zubů	z_w	[-]	3		21
Minimální šířka kola pro měření	b_{min}	[mm]	---		---
Měření konstant. tloušťka zubu	s_c	[mm]	32.95630		22.52562
Měření v konst. výšce (od hlavy)	h_c	[mm]	22.10244		7.75067
Kontrolní rozměr přes kuličky	M	[mm]	526.72129		3733.69087
Průměr kuličky	d_t	[mm]	57.82847		39.86595
Poměrná výška hlavy profilu	h'_a	[-]	1.00000		1.00000
Poměrná hlavová vůle profilu	c'	[-]	0.25000		0.25000
Poměrný rádius paty profilu	ρ'_f	[-]	0.38000		0.38000
Úhel profilu	α_n	[°]		20.00000	

6 NÁVRH A KONTROLA HŘÍDELE PASTORKU

V tomto bodu budu provádět návrh a kontrolu hřídele, která je namáhána záběrovou silou F_z na ohyb a krut. Na obr. 6.1 je zobrazena hřídel, na které jsou vyznačeny navrhované průměry D_1 - D_4 , a definované nebezpečné průřezy 1-7 pro statickou a dynamickou kontrolu.



Obr. 6.1

6.1 Návrh hřídele

Nejprve určím minimální velikost průměru hřídele. Vypočtený minimální průměr odpovídá průměru vstupního čepu D_1 (obr. 6.1) mimo drážku pro pero.

Výpočet minimálního průměru hřídele

$$\tau = \frac{M_{k1}}{W_k} = \frac{M_{k1}}{\frac{\pi \cdot D_1^3}{16}} \leq \tau_D$$

$$D_1 \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k1}}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 17412}{\pi \cdot 25}} = 152,5 \text{ [mm]} \quad (6.1)$$

kde: τ_D ... je dovolené namáhání v krutu, volím $\tau_D=25$ [MPa] podle [3].

Po přičtení hloubky drážky pro pero na hřídeli $t=15,3$ [mm] volím $D_1=170$ [mm].

Ostatní zvolené rozměry hřídele z obr. 6.1

$D_2=180$ [mm]	$X_1=300$ [mm]
$D_3=200$ [mm]	$X_2=165$ [mm]
$D_4=240$ [mm]	$X_3=168$ [mm]
$b=450$ [mm]	$X_4=205$ [mm]
	$X_5=430$ [mm]
	$X_6=175$ [mm]
	$X_7=150$ [mm]

Volba materiálu hřídele

Materiál hřídele volím podle [3]. Zvolil jsem materiál 12 061.1 pro více namáhané hřídele. Parametry hřídele jsou zapsány v tab.4.

Tab.4

Materiál	Mez kluzu R_{e1} [MPa]	Mez pevnosti R_{m1} [MPa]
12 061.1	380	600

6.2 Výpočet zatížení hřídele

Hřídel je zatížena krouticím momentem M_{k1} [Nm] a příčnou záběrovou silou F_z [N], kterou rozkládáme do 2 kolmých rovin souřadného systému x, y, z (obr. 3.3).

Záběrová síla

$$F_z = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 17412000}{400} = 87060 \text{ [N]} \quad (6.2)$$

Složka záběrové síly v ose x

$$F_{zx} = \cos 10^\circ \cdot F_z = \cos 10^\circ \cdot 87060 = 85738 \text{ [N]} \quad (6.3)$$

Složka záběrové síly v ose y

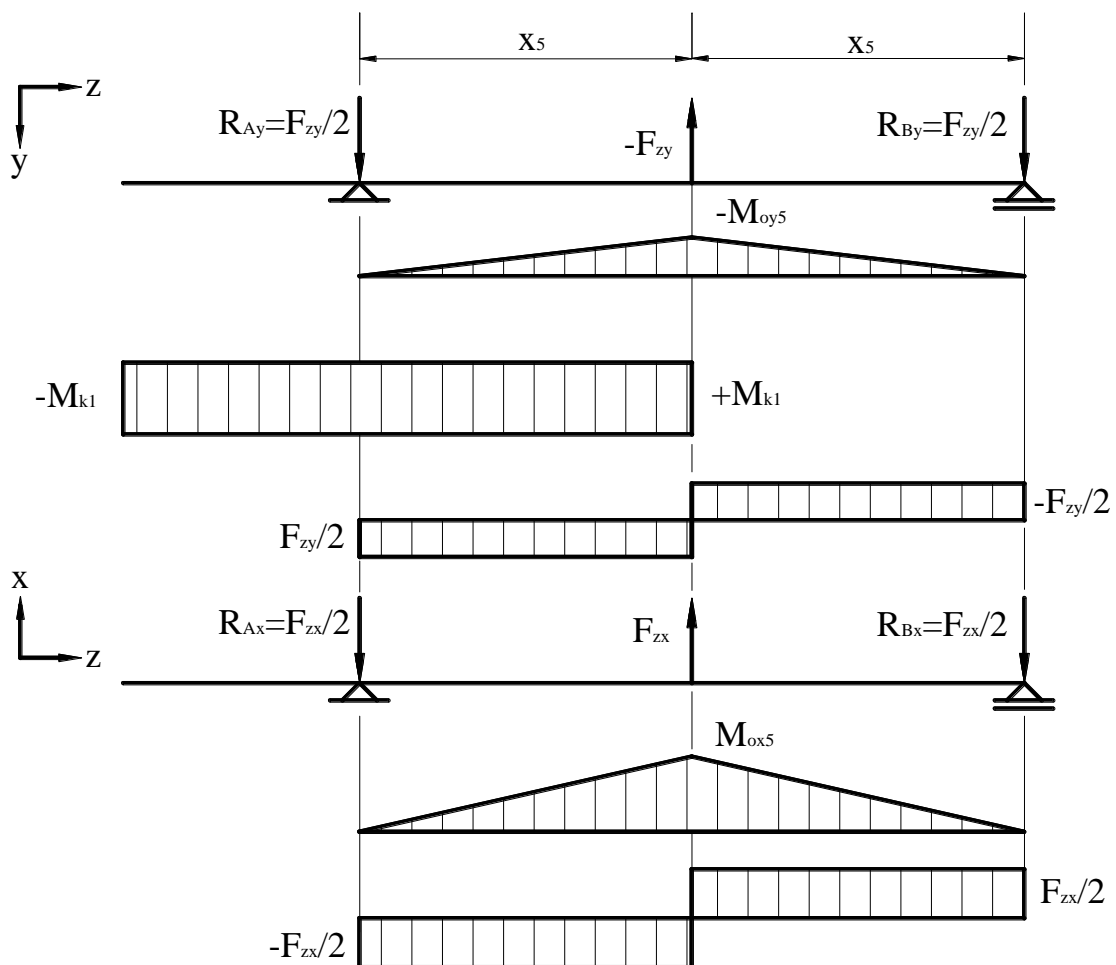
$$F_{zy} = \sin 10^\circ \cdot F_z = \sin 10^\circ \cdot 87060 = 15118 \text{ [N]} \quad (6.4)$$

6.3 Statická kontrola hřídele

Statická kontrola hřídele spočívá v určení bezpečnosti vůči plastické deformaci v maximálně namáhaném místě hřídele. Výpočet provádíme pro největší hodnotu zatížení, byť působícího v provozu po velmi krátkou dobu. V mnoha případech nemůžeme statickou únosnost hřídele plně využít, protože deformace, které při jejím dosažení vznikají, znemožňují správnou funkci hřídele. Proto součástí statické kontroly je také kontrola největších deformací hřídele [3].

6.3.1 Statická bezpečnost hřídele

Hřídel zatěžuje záběrová síla F_z [N] působící na pastorku. Nejprve provedu výpočet reakcí, ohybových a krouticích momentů na dvou vzájemně kolmých rovinách. Na obr. 6.2 je znázorněn výpočtový model a průběhy ohybových a krouticích momentů a posouvajících sil v obou rovinách.



Obr. 6.2

Výpočet reakcí v rovině y-z

$$R_{Ay} = R_{By} = \frac{F_{zy}}{2} = \frac{15118}{2} = 7559 \text{ [N]} \quad (6.5)$$

Výpočet maximálního ohybového momentu v rovině y-z

$$M_{oy5} = R_{Ay} \cdot X_5 = 7559 \cdot 430 = 3251 \text{ [Nm]} \quad (6.6)$$

Výpočet kroutícího momentu

$$M_{ky} = M_{k1} = 17412 \text{ [Nm]} \quad (6.7)$$

Výpočet reakcí v rovině x-z

$$R_{Ax} = R_{Bx} = \frac{F_{zx}}{2} = \frac{85738}{2} = 42869 \text{ [N]} \quad (6.8)$$

Výpočet maximálního ohybového momentu v rovině x-z

$$M_{ox} = R_{Ax} \cdot X_5 = 42869 \cdot 430 = 18434 \text{ [Nm]} \quad (6.9)$$

V následujícím kroku provedu výpočet statické bezpečnosti pro nebezpečné průřezy hřídele (7), které jsou označeny na obr. 6.1. Jako příklad uvedu výpočet statické bezpečnosti pro průřez 5, a vypočtené hodnoty ostatních průřezů uvedu v tab.6.

Příklad výpočtu pro průřez 5

Tento průřez je kombinovaně namáhán ohybem a krutem.

Výsledný ohybový moment v průřezu 5

$$M_{o5} = \sqrt{M_{o5x}^2 + M_{o5y}^2} = \sqrt{18434^2 + 3251^2} = 18718 \text{ [Nm]} \quad (6.10)$$

$$M_{o5x} = M_{ox} = 18434 \text{ [Nm]} \quad (6.11)$$

$$M_{o5y} = M_{oy} = 3251 \text{ [Nm]} \quad (6.12)$$

Smykové napětí v průřezu 5

$$\tau_{s5} = \frac{M_{k1}}{W_{k5}} = \frac{17412}{\frac{\pi}{16} \cdot D_3'^3} = \frac{17412}{\frac{\pi}{16} \cdot 184,7^3} = 14 \text{ [MPa]} \quad (6.13)$$

$$D_3' = D_3 - t = 200 - 15,3 = 184,7 \text{ [mm]} \quad (6.14)$$

kde: D_3' ... je plný průřez průměru D_3 bez drážky pro pero

t ... je hloubka drážky pro pero

Redukované napětí průřezu 5 (podle hypotézy HMM)

$$\sigma_{red5} = \sqrt{\alpha_{\sigma5} \cdot \sigma_{o5}^2 + 3 \cdot \alpha_{\tau5} \cdot \tau_{s5}^2} = \sqrt{1 \cdot 30,3^2 + 3 \cdot 0,6 \cdot 14^2} = 110,6 \text{ [MPa]} \quad (6.15)$$

$$\sigma_{o5} = \frac{M_{o5}}{W_{o5}} = \frac{M_{o5}}{\frac{\pi}{32} \cdot D_3'^3} = \frac{18718000}{\frac{\pi}{32} \cdot 184,7^3} = 30,3 \text{ [MPa]} \quad (6.16)$$

kde: $\alpha_{\sigma5}$... je součinitel vrubu pro drážku pro pero namáhanou ohybem

$\alpha_{\tau5}$... je součinitel vrubu pro drážku pro pero namáhanou krutem

Oba tyto součinitele jsem určil podle [4] pro

$$\frac{r}{D_3} = \frac{1,6}{200} = 0,008 \quad \text{a} \quad \frac{b}{D_3} = \frac{45}{200} = 0,225 \quad \text{a} \quad \frac{t}{D_3} = \frac{15,3}{200} = 0,08 \quad (6.17)$$

Součinitel statické bezpečnosti pro průřez 5

$$k_{s5} = \frac{R_{e1}}{\sigma_{red5} \cdot K_{AS}} = \frac{380}{110,6 \cdot 2} = 1,72 \text{ [-]} \quad (6.18)$$

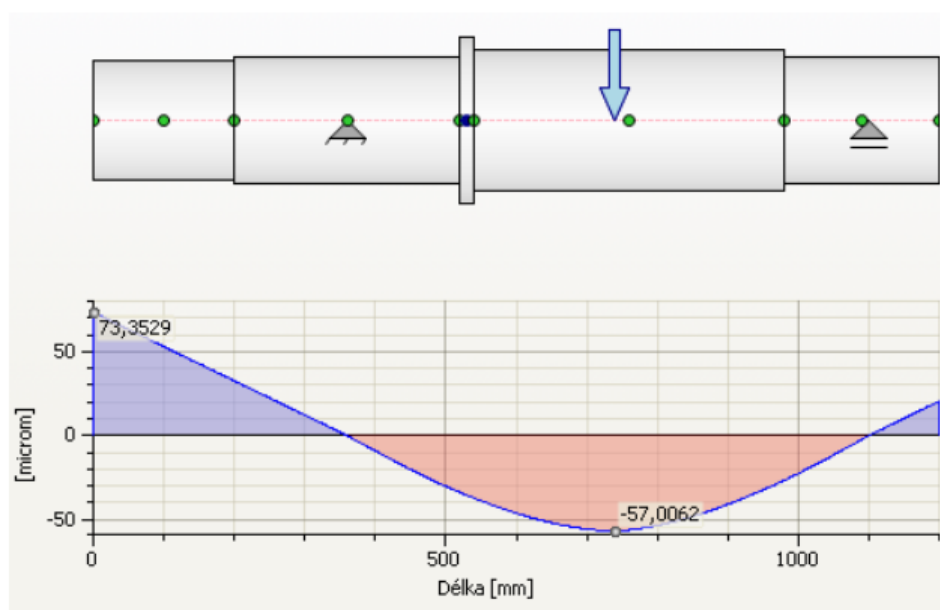
Tab.6

Průřez	M_{oy} [Nm]	M_{ox} [Nm]	M_o [Nm]	α_σ [---]	α_τ [---]	τ_s [MPa]	σ_o [MPa]	σ_{red} [MPa]	k_s [---]
1	---	---	---	---	2,7	24	---	---	3
2	---	---	---	---	1,5	18	---	---	7
3	1270	7202	7313	1,8	1,4	15,2	12,8	43,5	4,4
4	1550	8788	8923	2,5	2,4	11	11,4	53,8	3,5
5	3251	18434	18718	3	2,6	14	30,3	110,6	1,72
6	1323	7502	7617	3,3	---	---	11,3	---	5,2
7	1206	6430	6530	2,6	---	---	11,4	---	6,4

Součinitelé statické bezpečnosti vyšly větší, než je minimální dovolená hodnota $k_{sDOV}=1,5$ [-]. Hřídel z hlediska statické bezpečnosti vyhovuje.

6.3.2 Kontrola ohybové deformace hřídele pastorku

Ohybová deformace hřídele má nepříznivý vliv na funkci ložisek, pastorku a jeho spojení s hřídelí [3]. Provedu kontrolu průhybu ve středu pastorku a natočení hřídele. Pro kontrolu jsem použil program [12]. Výstupní obrazovka programu pro výpočet průhybu je zobrazena na obr. 6.3. Programem vypočtené hodnoty průhybu a natočení jsem uvedl do tab.7.



Obr. 6.3

Tab.7

	Ložiska	Pastorek
Průhyb [mm]	0	0,057
Natočení [°]	0,013	0

Dovolený průhyb hřídele v místě umístění pastorku podle [3]

$$\delta_p = 0,01 \cdot m_n = 0,01 \cdot 20 = 0,2 \text{ [mm]} \quad (6.19)$$

Dovolené natočení pastorku podle [3]

$$\vartheta_p = 0,04 \text{ [°]} \quad (6.20)$$

Dovolené natočení ložisek podle [3]

$$\vartheta_l = 1,5 \text{ [°]} \quad (6.21)$$

Hodnoty z tab. 7 nepřekročili dovolené hodnoty natočení a průhybu hřídele. Hřídel z hlediska ohybové deformace vyhovuje.

6.4 Dynamická kontrola hřídele

Dynamickou kontrolu budu provádět pro průřez s nejmenším součinitelem statické bezpečnosti k_s [-] z tab.6. Jedná se o průřez 5.

Mez únavy v ohybu oceli 12 061.1 pro hladký vzorek

$$\sigma_{Co5} = 0,49 \cdot R_{m1} = 0,49 \cdot 660 = 323,4 \text{ [MPa]} \quad (6.22)$$

Vrubový součinitel průřezu 5 podle Neubera

$$\beta'_5 = 1 + \frac{\alpha_{\sigma 5} - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{r_5}}} = 1 + \frac{3 - 1}{1 + \frac{0,26}{\sqrt{1,6}}} = 2,65 \text{ [-]} \quad (6.23)$$

kde: \sqrt{A} ...je Neuberova konstanta vrubové citlivosti, kterou jsem určil podle [5]

r_5 ... je poloměr vrubu v průřezu 5

Mez únavy skutečné součásti průřezu 5

$$\sigma_{Co5}^* = \sigma_{Co5} \cdot \frac{\varepsilon_{v5} \cdot \eta_{p5}}{\beta_5} = 323,4 \cdot \frac{0,6 \cdot 0,85}{2,65} = 63 \text{ [MPa]} \quad (6.24)$$

kde: ε_{v5} ...je součinitel velikosti průřezu 5 podle [5]

η_{p5} ...je součinitel jakosti povrchu průřezu 5 podle [5]

Amplituda napětí průřezu 5

$$\sigma_{ao5} = \frac{32 \cdot M_{o5}}{\pi \cdot D_3^3} = \frac{32 \cdot 18718000}{\pi \cdot 184,7^3} = 30,3 \text{ [MPa]} \quad (6.25)$$

Součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu průřezu 5

$$k_{d5} = \frac{\sigma_{Co}^*}{\sigma_{ao5}} = \frac{63}{30,3} = 2,1 \text{ [-]} \quad (6.26)$$

Součinitel statické bezpečnosti ve smyku průřezu 5

$$k_{s5} = \frac{0,577 \cdot R_{el}}{\tau_{s5}} = \frac{0,577 \cdot 380}{14} = 15,2 \text{ [-]} \quad (6.27)$$

Výsledná dynamická bezpečnost průřezu 5

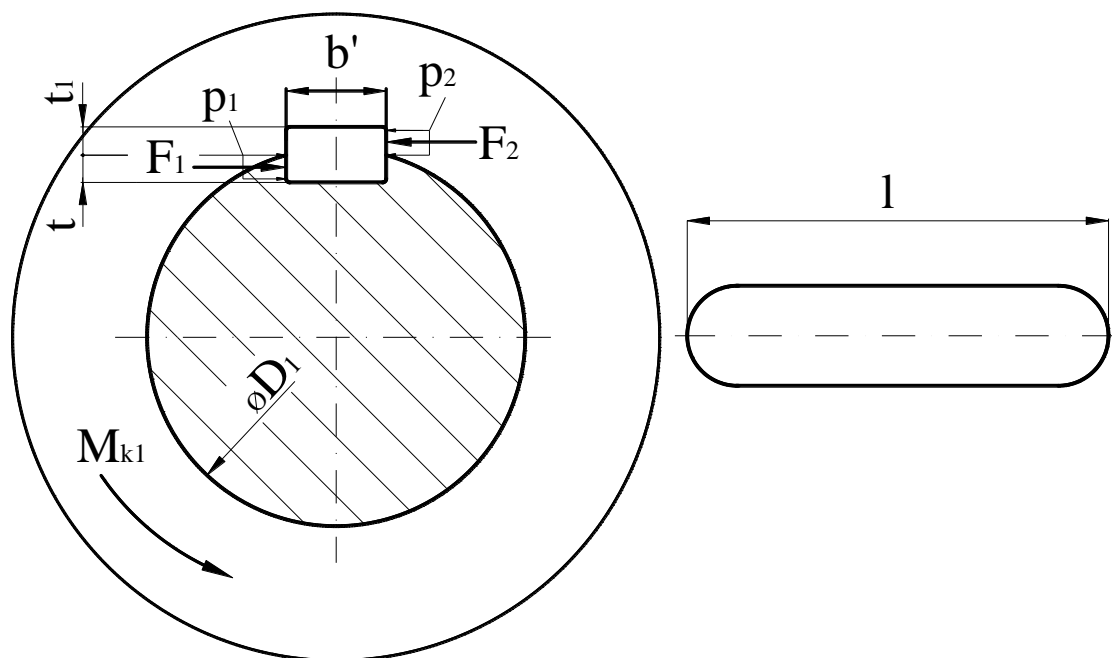
$$k_{v5} = \frac{k_{d5} \cdot k_{s5}}{\sqrt{k_{d5}^2 + k_{s5}^2}} = \frac{2,1 \cdot 15,2}{\sqrt{2,1^2 + 15,2^2}} = 2,1 \text{ [-]} \quad (6.28)$$

Průřez 5 vyhovuje z hlediska dynamické bezpečnosti, protože výsledná dynamická bezpečnost vyšla větší než je minimální dovolená bezpečnost $k_{vDOV} = 1,8 \text{ [-]}$. Hřídel vyhovuje z hlediska dynamické kontroly.

6.5 Kontrola per

Krouticí moment přenášejí 2 těsná pera. Kontrolu provedu pro pero na průměru D_1 (obr. 6.4).

Pero 45e7 x 25 x 200 ČSN 02 2562 [1]



Obr. 6.4

Rozměry pera z obr. 6.4

$t=15,3$ [mm]

$t_1=9,7$ [mm]

$b'=45$ [mm]

$D_1=170$ [mm]

$l=200$ [mm]

Poněvadž v náboji s průchozí drážkou je otláčována jen přímá část boku pera délky l [mm] a podle ČSN je $t > t_1$ [mm], je $p_2 > p_1$ [MPa]. Proto provádím jen kontrolu měrného tlaku p_2 [MPa]. Dovolené měrné otláčení pro pero těsné a ocelový náboj volím $p_{D2}=130$ [MPa] podle [3].

Kontrola na otláčení (náboj)

$$p_{D2} \geq p_2 = 130 \text{ [MPa]} \quad (6.29)$$

$$p_2 = \frac{F_2}{l' \cdot t_1} = \frac{193788}{155 \cdot 9,7} = 125 \text{ [MPa]} \quad (6.30)$$

$$l' = l - b' = 200 - 45 = 155 \text{ [mm]} \quad (6.31)$$

$$F_2 = \frac{M_{k1}}{\frac{D_1}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{17412000}{85 + 4,85} = 193788 \text{ [N]} \quad (6.32)$$

$$p_{D2} \geq p_2 \Rightarrow \text{podmínka splněna}$$

Dále provádím dodatečnou kontrolu na střih. Dovolené napětí ve střihu volím $\tau_{DS} = 30$ [MPa] podle [3].

Kontrola na střih

$$\tau_s \geq \tau_{DS} = 30 \text{ [MPa]} \quad (6.33)$$

$$\tau_s = \frac{2 \cdot M_{k1}}{D_1 \cdot l \cdot b'} = \frac{2 \cdot 17412000}{170 \cdot 200 \cdot 45} = 23 \text{ [MPa]} \quad (6.34)$$

$$\tau_s \geq \tau_{DS} \Rightarrow \text{podmínka splněna}$$

7 NÁVRH A VÝPOČET LOŽISEK

7.1 Návrh ložiskového tělesa

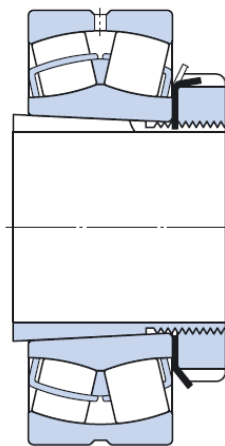
Pro navrženou hřídel jsem zvolil z katalogu SKF [7] velkorozměrové ložiskové těleso SNL 3040 (obr. 7.1).



Obr. 7.1 [7]

7.2 Návrh ložiska

Pro zvolené ložiskové těleso se používají ložiska dvojího typu- soudečkové ložisko s upínacím pouzdrem a toroidní ložisko CARB. Volím podle katalogu SKF [8] obě ložiska stejného typu a to soudečková ložiska s upínacím pouzdrem 23040 CCK/W33 (obr. 7.2).



Obr. 7.2 [8]

Parametry zvoleného ložiska:

Malý průměr ložiska	$d_1=180$ [mm]
Velký průměr ložiska	$D_1=310$ [mm]
Šířka ložiska	$B=82$ [mm]
Dynamická únosnost	$C=1000$ [kN]
Statická únosnost	$C_0=1530$ [kN]

7.3 Výpočet trvanlivosti ložiska

Trvanlivostí ložiska rozumíme počet otáček (nebo dobu chodu v provozních hodinách), které ložisko vykoná, než se objeví první známky únavy materiálu (vydrolení) na valivých tělesech nebo oběžných drahách [8].

Výsledná radiální reakce

$$R_{Av} = R_{Bv} = \sqrt{\left(\frac{1}{2} \cdot R_{Ax} \right)^2 + \left(\frac{1}{2} \cdot R_{By} \right)^2} = \sqrt{\left(\frac{1}{2} \cdot 8 \cdot 42869 \right)^2 + \left(\frac{1}{2} \cdot 8 \cdot 7559 \right)^2} = 78354 \text{ [N]} \quad (7.1)$$

Zatížení ložiska

$$P_e = R_{Av} = 78354 \text{ [N]} \quad (7.2)$$

Životnost ložiska

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P_e} \right)^p \cdot \frac{1 \cdot 10^6}{60 \cdot n_1} = \left(\frac{1000000}{78354} \right)^3 \cdot \frac{1 \cdot 10^6}{60 \cdot 175,5} = 197418 \text{ [hod]} \quad (7.3)$$

kde: p ...je exponent typu ložiska, $p=3$ podle [3]

Požadovaná životnost ložiska byla ze zadání $L_{10hpož.}=15\,000$ [hod.]. Navržené ložiska vyhovují.

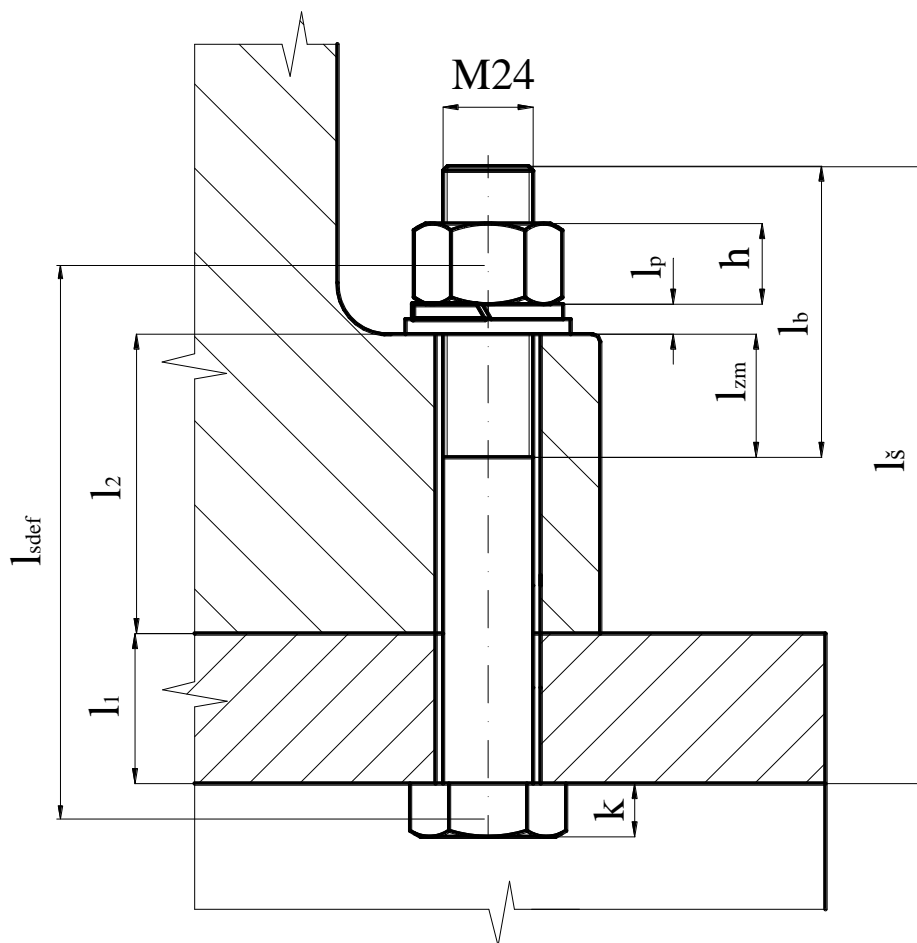
8 ŘEŠENÍ A VÝPOČET SPOJENÍ LOŽISKOVÝCH TĚLES S KOTEVNÍM RÁMEM

Na šroubové spojení ložiskového tělesa a kotevního rámu působí současně provozní síly ve směru kolmém na osu šroubu F_{zx} [N] a ve směru rovnoběžném s osou šroubu F_{zy} [N]. Při provozním zatížení je nepřipustné, aby šroub přenášel současně obě uvedené síly. Budu postupovat tak, že sílu F_{zx} [N] zachytím střížným kolíkem a při výpočtu šroubu budu počítat jen se silou F_{zy} [N].

Ložisková tělesa budou spojena s kotevními rámy pomocí 8 šroubů, a budou zajištěna proti působení záběrové síly F_{zx} [N] 4 normalizovanými válcovými kolíky.

8.1 Návrh šroubu

Volím maximální velikost šroubu pro zvolené ložiskové těleso. Volím šroub se šestihrannou hlavou M24 x 160 ISO 4016 – 8.8 (obr. 8.1).



Obr. 8.1

Rozměry z obr. 8.1

$k=15$ [mm]	M24
$l_s=160$ [mm]	$d=24$ [mm]
$l_b=73$ [mm]	$d_2=22,051$ [mm]
$l_1=40$ [mm]	$d_3=20,319$ [mm]
$l_2=80$ [mm]	$P=3$ [mm]
$l_{zm}=33$ [mm]	
$h=21$ [mm]	
$l_p=8$ [mm]	

8.2 Výpočet tuhostí

Tuhost šroubu

Výpočet tuhosti šroubu c_s [N.mm⁻¹] vychází z deformace délky l_{sdef} [mm], která je vymezena od 1/2 výšky hlavy matice h [mm] do 2/3 výšky hlavy šroubu k [mm] (obr. 8.1).

$$\frac{1}{c_s} = \frac{1}{E_s} \cdot \left(\frac{\frac{2}{3} \cdot k}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} + \frac{l_1 + l_2 - l_{zm}}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} + \frac{l_{zm} + l_p}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} + \frac{\frac{1}{2} \cdot h}{\frac{\pi \cdot d_2^2}{4}} \right)$$

$$\frac{1}{c_s} = \frac{1}{2,1 \cdot 10^5} \cdot \left(\frac{\frac{2}{3} \cdot 15}{\frac{\pi \cdot 24^2}{4}} + \frac{80 + 40 - 33}{\frac{\pi \cdot 24^2}{4}} + \frac{33 + 8}{\frac{\pi \cdot 20,319^2}{4}} + \frac{\frac{1}{2} \cdot 21}{\frac{\pi \cdot 22,051^2}{4}} \right) = 16,95 \cdot 10^{-7} \text{ [N.mm}^{-1}\text{]}$$

$$c_s = 589887 \text{ [N.mm}^{-1}\text{]} \quad (8.1)$$

kde: E_s ...modul pružnosti v tahu, pro ocel $E_s=210000$ [MPa]

Tuhost přírub

Příruby se deformují jen v určité oblasti pod maticí a hlavou šroubu, kde působí tlak ze zatížení přírub silou F_0 [N]. Oblast této deformace určuje tzv. Rotscherův válec.

$$c_{pr} = \frac{E_{pr} \cdot S_{pr}}{l_1 + l_2} = \frac{125000 \cdot 5441}{80 + 40} = 5667708 \text{ [N.mm}^{-1}] \quad (8.2)$$

$$S_{pr} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{red}^2 - D_d^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (7,2^2 - 28^2) = 5441 \text{ [mm}^2] \quad (8.3)$$

$$D_{red} = s_K + \frac{l_1 + l_2}{2} \cdot \tan \lambda = 36 + \frac{80 + 40}{2} \cdot \tan 45^\circ = 87,2 \text{ [mm]} \quad (8.4)$$

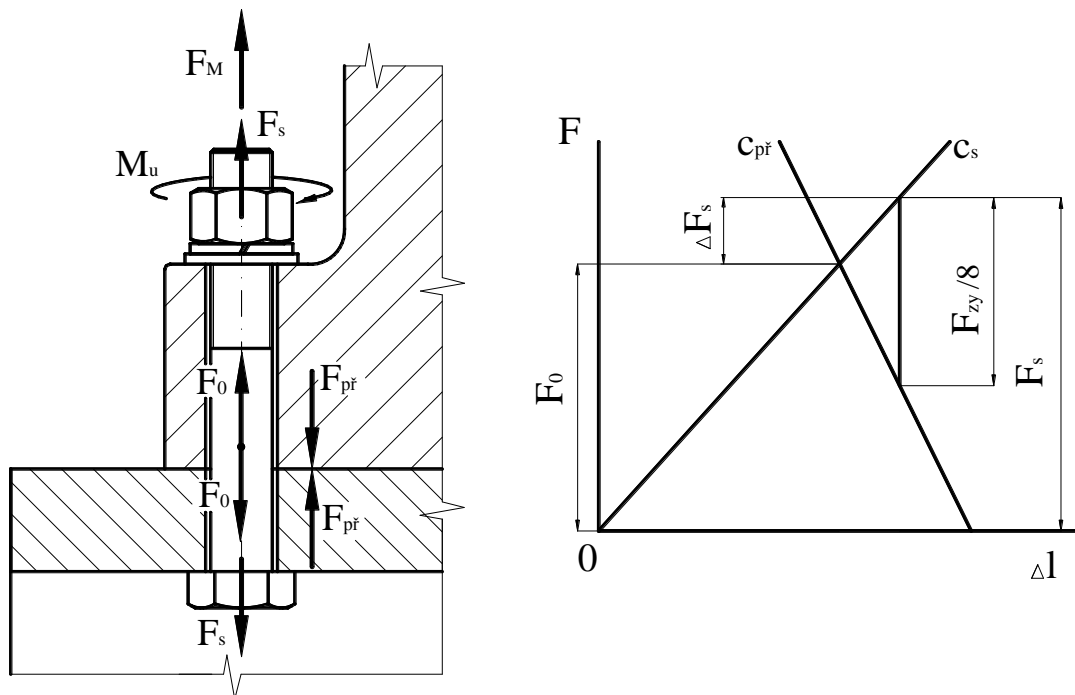
kde: s_K ...je velikost matice šroubu, $s_K=36$ [mm]

D_d ...je velikost díry, $D_d=28$ [mm]

E_{pr} ...je modul pružnosti v tahu, pro šedou litinu $E_{pr}=125000$ [MPa]

8.3 Kontrola šroubů

Na obr. 8.2 je znázorněno silové působení předepjatého šroubového spoje, který spojuje ložiskové těleso s kotevním rámem, a jeho diagram.



Obr. 8.2

Pro šroub M24 volím utahovací moment $M_u=90$ [Nm]

$$M_u = M_{tz} + M_{tm} \quad (8.5)$$

$$M_u = F_0 \cdot \left(\tan(\psi + \rho) \cdot \frac{d_2}{2} + f_m \cdot \frac{D_d + s_K}{4} \right)$$

$$F_0 = \frac{M_u}{\tan(\psi + \rho) \cdot \frac{d_2}{2} + f_m \cdot \frac{D_d + s_K}{4}} = \frac{90000}{\tan(2,5 + 9,8) \cdot \frac{22,051}{2} + 0,17 \cdot \frac{28 + 36}{4}} = 17000 \text{ [N]}$$

$$\psi = \arctg \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \arctg \frac{3}{\pi \cdot 22,051} = 2,5 \text{ [°]} \quad (8.6)$$

$$\rho = \arctg \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \arctg \frac{0,15}{\cos \frac{60}{2}} = 9,8 \text{ [°]} \quad (8.7)$$

kde: f_m ...je součinitel tření na matici, volím $f_m=0,17$ [-]

f_z ...je součinitel tření na závitu, volím $f_z=0,15$ [-]

α ...je úhel stoupání závitu, $\alpha=60$ [°]

$$\Delta F_s = \frac{F_{zy}}{8} \cdot \frac{c_s}{c_s + c_{př}} = \frac{15118}{8} \cdot \frac{589887}{589887 + 5667708} = 180 \text{ [N]} \quad (8.8)$$

$$F_s = F_0 + \Delta F_s = 17000 + 180 = 17180 \text{ [N]} \quad (8.9)$$

Na ložiskové těleso působí přídatný ohybový moment M_O [N] (obr. 3.3), který vyvolá sílu F_M [N], která působí na šroub.

$$2 \cdot F_M \cdot 480 = M_O$$

$$2 \cdot F_M \cdot 480 = \frac{F_{zx}}{2} \cdot 190$$

$$F_M = \frac{\frac{F_{zx}}{2} \cdot 190}{2 \cdot 480} = \frac{\frac{85738}{2} \cdot 190}{960} = 8484 \text{ [N]} \quad (8.10)$$

$$\sigma_t = \frac{4 \cdot (F + F_M)_s}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot (17180 + 8484)}{\pi \cdot 20,319^2} = 79 \text{ [MPa]} \quad (8.11)$$

$$\tau = \frac{\frac{F_0 \cdot \tan \left(\psi + \rho \right) \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}}}{\frac{17000 \cdot \tan \left(9,5 + 9,8 \right) \cdot \frac{22,051}{2}}{\frac{\pi \cdot 20,319^3}{16}}} = 25 \text{ [MPa]} \quad (8.12)$$

$$k_s = \frac{R_{e2}}{\sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau^2}} \geq 1,5 \text{ [-]} \quad (8.13)$$

$$k_s = \frac{R_{e2}}{\sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau^2}} = \frac{640}{\sqrt{79^2 + 4 \cdot 25^2}} = 6,8 \text{ [-]}$$

S ohledem na zatížení šroubu přídatným ohybem jsem zvolil vysokopevnostní šroub s třídou pevnosti 8.8.

kde: R_{e2} ...je mez kluzu šroubu, pro šroub pevnostní třídy 8.8 $R_{e2}=640$ [MPa]

Kontrola vyhovuje!

Kontrola spojení ložiskového tělesa levého pastorku s kotevním rámem

$$f \cdot F_T \geq k_1 \cdot \frac{F_{zx}}{2} \quad (8.14)$$

$$f \cdot \left(4 \cdot F_0 + \frac{F_{zy}}{2} \right) \geq k_1 \cdot \frac{F_{zx}}{2}$$

$$0,15 \cdot \left(4 \cdot 17000 + \frac{15118}{2} \right) \geq 1,3 \cdot \frac{85738}{2}$$

$$11350 \geq 55730 \Rightarrow \text{nevyhovuje}$$

Kontrola spojení ložiskového tělesa pravého pastorku s kotevním rámem

$$f \cdot F_T \geq k_1 \cdot \frac{F_{zx}}{2} \quad (8.15)$$

$$f \cdot \left(4 \cdot F_0 - \frac{F_{zy}}{2} \right) \geq k_1 \cdot \frac{F_{zx}}{2}$$

$$0,15 \cdot \left(4 \cdot 17000 - \frac{15118}{2} \right) \geq 1,3 \cdot \frac{85738}{2}$$

$$9070 \geq 55730 \Rightarrow \text{nevyhovuje}$$

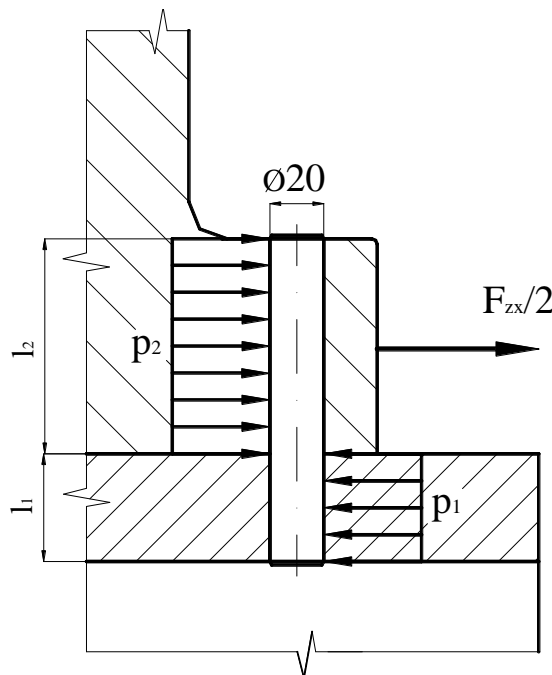
kde: f ...je součinitel smykového tření, volím $f=0,15$ [-]

k_1 ...je bezpečnost proti prokluzu spojovaných součástí, volím $k_1=1,3$ [-]

Z obou kontrol vyplývá, že ani v jednom případě nevyvolá osová síla ve šroubu F_0 [N], která vznikne po utažení matice, dostatečně velkou třecí sílu, aby zabránila posunutí ložiskového tělesa vlivem působení složky záběrové síly F_{zx} [N]. Z tohoto důvodu bude spojení ložiskového tělesa a kotevního rámu provedeno nejen šrouby, ale také střížnými kolíky, které tuto složku záběrové síly F_{zx} [N] zachytí.

8.4 Kontrola střížných kolíků

Kolíky jsou uloženy v součástech bez vůle, počítáme kolíky na stříh a kontrolujeme na otláčení. Na obr. 8.3 je znázorněno spojení ložiskového tělesa s kotevním rámem. Dovolené napětí ve stříhu volím $\tau_{DS} = 85$ [MPa] podle [2].



Obr. 8.3

Kontrola na střih

$$\tau_s = \frac{\frac{F_{zx}}{2}}{2 \cdot S} = \frac{\frac{85738}{2}}{\frac{2 \cdot \pi \cdot d^2}{4}} = \frac{42869}{\frac{2 \cdot \pi \cdot 20^2}{4}} = 68 \leq \tau_{DS} \text{ [MPa]} \quad (8.16)$$

Kontrola na otláčení v ložiskovém tělese ze šedé litiny

$$p_2 = \frac{\frac{F_{zx}}{2}}{2 \cdot d \cdot l_2} = \frac{42869}{2 \cdot 20 \cdot 80} = 14 \leq p_{1DOV} = 60 \text{ [MPa]} \quad (8.17)$$

Kontrola na otláčení v kotvicím ocelovém rámu

$$p_1 = \frac{\frac{F_{zx}}{4}}{2 \cdot d \cdot l_1} = \frac{42869}{2 \cdot 20 \cdot 40} = 27 \leq p_{2DOV} = 100 \text{ [MPa]} \quad (8.18)$$

Navržené střizné kolíky zachytí složku záběrové síly F_{zx} [N].

9 ZÁVĚR

V bakalářské práci jsem v souladu se zadáním a vymezenými cíly navrhl konstrukční řešení uložení pastorků soukolí velkého rozměru. Provedl jsem nezbytné kontroly použitých součástí a zpracoval výkres sestavy uložení pastorku včetně kusovníku a dílenský výkres pastorku.

10 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] LEINVEBER J., VÁVRA P.: *Strojnické tabulky*. Třetí doplněné vydání ALBRA-pedagogické nakladatelství, Úvaly, 2006, ISBN 80-7361-0337
- [2] KALÁB K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. Skripta VŠB-TU Ostrava, Ediční středisko VŠB-TU Ostrava, 2007, ISBN 978-80-248-1290-8.
- [3] KALÁB K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. Skripta VŠB-TU Ostrava, Ediční středisko VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1860-3.
- [4] BOHÁČEK F.: *Části a mechanismy strojů II. Hřídele, Tribologie, Ložiska*, VUT Brno 1987, 215 s., ISBN 55-581-87
- [5] MORAVEC V., HAVLÍK J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů*, VŠB-TU Ostrava 2005, 64 s., ISBN 80-248-0878-1
- [6] KALÁB K.: *Návrh čelního soukolí se šikmými zuby*, Ostrava, vysokoškolská příručka VŠB-TU Ostrava, 2010. www.347.vsb.cz
- [7] Katalog SKF- *Velkorozměrová stojatá ložisková tělesa SNL*
- [8] Katalog SKF- *Soudečková ložiska*
- [9] ČSN 01 4686 *Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol*. UNM Praha, Praha 1989
- [10] NĚMČEK M.: *Program Geometrie- kontrola geometrie ozubených kol*, verze 3, 2008
- [11] NĚMČEK M.: *Program CSNw- ČSN 01 4686*, verze 1.2, 10/2008
- [12] AutoCAD Inventor 2010
- [13] www.tompos.cz
- [14] www.tsplzen.cz

11 SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 Výkres sestavy uložení pastorku – HLU051

Příloha 2 Výrobní výkres pastorku – HLU051-02